

Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/IB05/003444

International filing date: 17 November 2005 (17.11.2005)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: JP
Number: 2004-335043
Filing date: 18 November 2004 (18.11.2004)

Date of receipt at the International Bureau: 24 November 2005 (24.11.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日
Date of Application: 2 0 0 4 年 1 1 月 1 8 日

出 願 番 号
Application Number: 特 願 2 0 0 4 - 3 3 5 0 4 3

パリ条約による外国への出願
に用いる優先権の主張の基礎
となる出願の国コードと出願
番号
The country code and number
of your priority application,
to be used for filing abroad
under the Paris Convention, is

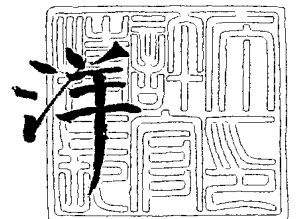
J P 2 0 0 4 - 3 3 5 0 4 3

出 願 人
Applicant(s): 日 産 自 動 車 株 式 有 限 公 司

2 0 0 5 年 8 月 1 6 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

小 川



【書類名】 特許願
【整理番号】 NM03-03782
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 B62K 17/30
【発明者】
 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地
 日産自動車株式会社内
 【氏名】 富樫 寛之
【発明者】
 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地
 日産自動車株式会社内
 【氏名】 味村 寛
【発明者】
 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地
 日産自動車株式会社内
 【氏名】 太田 圭介
【発明者】
 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地
 日産自動車株式会社内
 【氏名】 米持 嘉宏
【特許出願人】
 【識別番号】 000003997
 【氏名又は名称】 日産自動車株式会社
【代理人】
 【識別番号】 100119644
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 綾田 正道
【選任した代理人】
 【識別番号】 100105153
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 朝倉 悟
 【電話番号】 044-555-7491
 【連絡先】 担当
【手数料の表示】
 【予納台帳番号】 146261
 【納付金額】 16,000円
【提出物件の目録】
 【物件名】 特許請求の範囲 1
 【物件名】 明細書 1
 【物件名】 図面 1
 【物件名】 要約書 1

【書類名】 特許請求の範囲**【請求項 1】**

左右車輪と連結する左右駆動軸を、駆動源と接続された差動装置にそれぞれ連結した車両において、

前記車輪中心と駆動軸車輪側ジョイントとを結ぶ軸と、駆動軸とがなす角度を折れ角と定義したとき、左右折れ角を、車両の加速度が大きくなると共に小さくなるように設定したことを特徴とする車両のトルクステア抑制構造。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の車両のトルクステア抑制構造において、

前記左右折れ角を、前記加速度があらかじめ設定された設定加速度のとき、共にゼロとなるように設定したことを特徴とする車両のトルクステア抑制構造。

【請求項 3】

請求項 2 に記載の車両のトルクステア抑制構造において、

前記設定加速度を、車両の最大加速度としたことを特徴とする車両のトルクステア抑制構造。

【請求項 4】

請求項 1 ないし請求項 3 のいずれか 1 項に記載の車両のトルクステア抑制構造において、

前記駆動源に接続される差動装置を車幅方向中心からオフセットして配置し、

前記左右駆動軸の一方を、前記差動装置と駆動軸差動装置側ジョイントを介して連結し、

他方を、前記差動装置と差動装置に連結された中間軸および駆動軸差動装置側ジョイントを介して連結したことを特徴とする車両のトルクステア抑制構造。

【請求項 5】

請求項 1 ないし請求項 4 のいずれか 1 項に記載の車両のトルクステア抑制構造において、

前記駆動源として、クランク軸が車幅方向に延在する横置きエンジンを備え、

前記駆動軸差動装置側ジョイントの車両停止時の高さを、前記駆動軸車輪側ジョイントの高さよりも設定高さだけ低い位置に設定したことを特徴とする車両のトルクステア抑制構造。

【請求項 6】

請求項 5 に記載の車両のトルクステア抑制構造において、

前記設定高さを、5mm～20mmの範囲内に設定したことを特徴とする車両のトルクステア抑制構造。

【請求項 7】

請求項 5 または請求項 6 に記載の車両のトルクステア抑制構造において、

前記駆動軸差動装置側ジョイントの位置に応じて前記エンジン下方に位置するサスペンションメンバの高さを低く設定するとともに、サスペンションメンバの高さに応じてサスペンションメンバの上方に位置する車体サイドメンバの断面積を大きく設定したことを特徴とする車両のトルクステア抑制構造。

【請求項 8】

請求項 5 または請求項 6 に記載の車両のトルクステア抑制構造において、

前記駆動軸差動装置側ジョイントの位置に応じて前記エンジンの補機の位置をエンジンに対し高い位置に設定したことを特徴とする車両のトルクステア抑制構造。

【書類名】明細書**【発明の名称】車両のトルクステア抑制構造****【技術分野】****【0001】**

本発明は、横置きエンジンを搭載した前輪駆動車（FF車）等のように、駆動源に接続される差動装置が車幅方向中心からオフセットして配置された車両に適用される車両のトルクステア抑制構造の技術分野に属する。

【背景技術】**【0002】**

従来の車両のトルクステア抑制構造としては、左右車輪のうち差動装置との距離が長い側に、差動装置と駆動軸とを接続する中間軸を設けることにより、左右の駆動軸の折れ角（＝ジョイント屈曲角）を同じ角度とし、左右の駆動軸の長さも等長とする車両のトルクステア抑制構造が知られている（例えば、特許文献1参照）。

【特許文献1】特開2004-9843号公報**【発明の開示】****【発明が解決しようとする課題】****【0003】**

近年、エンジン性能の向上により、エンジンの出力トルクも大きくなっている。よって、エンジンの出力トルクが大きくなると、折れ角の左右差が僅かであっても駆動トルクの左右差が大きくなり、トルクステアが発生してしまう。

【0004】

ところが、上記従来技術にあつては、左右駆動軸の折れ角を一致させるためには、中間軸を固定するサポートブラケットを車幅方向中心位置より大幅に外側に突出させる必要があるが、レイアウト上困難であり、トルクステア抑制効果が低いという問題があつた。

【0005】

本発明は、上記問題に着目してなされたもので、その目的とするところは、左右駆動軸の不等長や折れ角差に起因するトルクステアを効果的に抑制できる車両のトルクステア抑制構造を提供することにある。

【課題を解決するための手段】**【0006】**

上述の目的を達成するため、本発明では、
左右車輪と連結する左右駆動軸を、駆動源と接続された差動装置にそれぞれ連結した車両において、

前記車輪中心と駆動軸車輪側ジョイントとを結ぶ軸と、駆動軸とがなす角度を折れ角と定義したとき、左右折れ角を、車両の加速度が大きくなると共に小さくなるように設定したことを特徴とする。

【発明の効果】**【0007】**

本発明にあつては、車両の加速度が大きくなるほど左右駆動軸の折れ角が小さくなるため、左右駆動軸それぞれに発生するキングピン中心軸周りの2次偶力が小さくなる。よって、トルクステアの発生力となる2次偶力の左右差を小さくすることができ、トルクステアを効果的に抑制することができる。

【発明を実施するための最良の形態】**【0008】**

以下、本発明を実施するための最良の形態を、実施例1，2に基づいて説明する。

【実施例1】**【0009】**

まず、構成を説明する。

図1は、横置きエンジンを搭載した前輪駆動車に適用された実施例1のトルクステア抑制構造を示す正面図である。

【0010】

図1において、1はエンジン、2はトランスミッション（変速機）、3はディファレンシャルギア（差動装置）、4はインナジョイント（駆動軸差動装置側ジョイント）、5は左ドライブシャフト（駆動軸）、6はアウトジョイント（駆動軸車輪側ジョイント）、7は左前輪、7aは左前輪キングピン中心軸、8は等速継手、9はエクステンションシャフト（中間軸）、10はインナジョイント（駆動軸差動装置側ジョイント）、11は右ドライブシャフト（駆動軸）、12はアウトジョイント（駆動軸側ジョイント）、13は右前輪、13aは右前輪キングピン中心軸、14はサポートブラケットである。

【0011】

前記エンジン1は、車体前部に搭載される。このエンジン1は、クランク軸が車幅方向に延在する、いわゆる横置きエンジンであり、エンジン1の左側にトランスミッション2を介してディファレンシャルギア3が接続される。なお、エンジン1およびトランスミッション2は、駆動源に相当する。

【0012】

前記ディファレンシャルギア3は、車幅方向中心から左側に寄った位置にオフセットして配置される。この3の一方側（左側）には、等速継手であるインナジョイント4を介して左ドライブシャフト5が連結され、左ドライブシャフト5には等速継手であるアウトジョイント6を介して左前輪（車輪）7が連結される。

【0013】

一方、ディファレンシャルギア3の他方側（右側）には、等速継手8を介して車幅方向に延在する中間軸9がスプライン嵌合にて連結され、この中間軸9には、等速継手であるインナジョイント10を介して右ドライブシャフト11が連結され、右ドライブシャフト11には等速継手であるアウトジョイント12を介して右前輪（車輪）13が連結される。なお、中間軸9は、サポートブラケット14を介してエンジン1に支持される。

【0014】

実施例1のトルクステア抑制構造では、車輪中心 C_L 、 C_R と左右アウトジョイント6、12とを結ぶ線と、左右ドライブシャフト5、11とがなす角度を左右折れ角 θ_L 、 θ_R と定義したとき、左右折れ角 θ_L 、 θ_R を、車両の加速度が大きくなるほど共に小さくなるように設定している。さらに、図2に示すように、車両の加速度が最大加速度となったとき、左右折れ角 θ_L 、 θ_R が共にゼロとなるように設定している。なお、実施例1では、左右ドライブシャフト5、11の長さ L_L 、 L_R を左右同一の値に設定し、折れ角 θ_L 、 θ_R の初期値（乗員乗降時の値）も、左右同一の値に設定している。

【0015】

具体的には、図3に示すように、エンジンセンタ（エンジン搭載位置）を従来よりも15mmだけ低い位置に設定することで、左右インナジョイント4、10の高さを、左右アウトジョイント6、11の位置よりも15mmだけ低い位置に設定している。

【0016】

さらに、エンジンセンタの低下に応じて、左右前輪7、13を車体に支持するサスペンションメンバ15の上面位置の高さを、図3の波線で示す従来の位置よりも15mmだけ低く設定するとともに、エンジン1の上方に位置する車体サイドメンバ16の厚さを15mmだけ上下方向に厚く設定している。

【0017】

次に、作用を説明する。

[2次偶力発生メカニズム]

FF車において、キングピン中心軸の車輪に対する角度を α 、ドライブシャフトの折れ角を θ 、エンジンの出力トルクを T とすると、キングピン周りの2次偶力 T_s は、下記の式(1)であらわすことができる。

$$T_s = T \tan \theta \times \cos \alpha = T \tan \theta \quad \because \cos \alpha \div 1 \quad \cdots (1)$$

すなわち、エンジンの出力トルク T に対し、 $\tan \theta$ を乗じた値が、キングピン周りに発生する2次偶力となる。

【0018】

[加速度に応じた2次偶力抑制作用]

図4は、従来のドライブシャフト配置構造を示す正面図であり、従来の設計手法では、左ドライブシャフトの折れ角 θ_L と右ドライブシャフトの折れ角 θ_R 、および左ドライブシャフトの長さ L_L と右ドライブシャフトの長さ L_R を出来るだけ同じ長さに設定した場合でも、車両の加速時には、 $T_L > T_R$ となり、下記の式(2)に示す2次偶力の左右差 ΔT を発生力とするトルクステアが生じる。

$$\Delta T = T_L \tan \theta_L - T_R \tan \theta_R \quad \cdots (2)$$

【0019】

ここで、左右折れ角 θ_L 、 θ_R がどちらも θ であると仮定すると、左右ドライブシャフト5、11に発生する2次偶力 T_L 、 T_R をゼロに近づけるためには、車両の加速時に、 $\theta \div 0$ となるように折れ角 θ を制御すればよい。

【0020】

図5において、

 Z_{in} : 左右インナジョイント4、10の高さ Z_{out} : 左右アウトジョイント6、12の高さ Z_L : エンジン駆動時の車体フロント部分のリフト量 Z_E : エンジン1の上下揺動量 Y_{out} : 左右アウトジョイント6、12の車幅方向位置 Y_{in} : 左右インナジョイント4、10の車幅方向位置

とすると、折れ角 θ は、下記の式(3)であらわすことができる。なお、 Z_{in} 、 Z_{out} 、 Y_{out} 、 Y_{in} は、初期値(乗員乗降時の値)である。

$$\theta = \text{atan} (Z_{in} - Z_{out} + Z_L + Z_E) / (Y_{out} - Y_{in}) \quad \cdots (3)$$

すなわち、以上を制御することで、トルクステアが最も大きくなる最大加速時において、 $\theta \div 0$ となるように、 Z_{in} 、 Z_{out} を設定する。

【0021】

例えば、一般的な大型車は、重量が1,400~1,600kg、最大加速度が0.5~0.6G、タイヤの摩擦係数が1.05~1.10であり、各平均値から、エンジン1のリフト量 Z_L と揺動量 Z_E を求めると、 $Z_L \div 25\text{mm}$ 、 $Z_E \div -10\text{mm}$ であるため、 $Z_{in} - Z_{out}$ を、 -15mm 以下に設定することで、加速度が高くなるほど折れ角 θ を小さくでき、かつ、最大加速時の折れ角 θ をほぼゼロとすることができる。

【0022】

[車体サイドメンバ断面積拡大作用]

エンジンセンタ(エンジン搭載位置)の低下に伴い、サスペンションメンバ15の高さを15mm低く設定すると、車体の衝突性能低下が問題となる。実施例1では、サスペンションメンバ15を低くした分だけ、車体サイドメンバ16の断面積を大きくしているため、サスペンションメンバ15とエンジン1または補機類との干渉を回避しつつ、衝突性能の悪化を防止している。なお、従来構造と比較して、車体サイドメンバ16の断面積を拡大した実施例1の車体構造の方が、衝突反力を確保できる。

【0023】

[解決課題]

特開平9-207802号公報には、電動パワーアシストステアリングを搭載した車両において、トルクステアを打ち消すように電動モータを駆動することにより、トルクステアの低減を図る技術が記載されている。

【0024】

ところが、この従来技術では、余分な制御定数の追加、電動モータの使用等により、発進時の出力浪費となる。また、トルクステアの発生は、高出力エンジンを搭載した大型車で顕著となる現象であるのに対し、電動パワーステアリングシステムは、油圧パワーステアリングシステムと比較してアシスト力が小さく、大型車に適用するのは困難である。

【0025】

【実施例 1 のトルクステア抑制作用】

これに対し、実施例 1 のトルクステア抑制構造では、左右ドライブシャフト 5, 11、左右インナジョイント 4, 10 および左右アウトジョイント 6, 12 の位置を、加速時のエンジンリフトアップおよびエンジン揺動に伴う折れ角変化を考慮して制御することにより、左右ドライブシャフト 5, 11 に発生するキングピン中心軸周りの 2 次偶力を小さくする。

【0026】

これにより、トルクステアの発生力となる 2 次偶力の左右差を小さくできるため、加速時に発生するトルクステアを抑制できる。すなわち、機械的な制御を用いているため、従来技術（特開平 9-207802 号公報）のように出力浪費を生じさせることなく、トルクステアの発生を抑制できる。

【0027】

次に、効果を説明する。

実施例 1 のトルクステア抑制構造にあつては、下記に列挙する効果が得られる。

【0028】

(1) 左右前輪 7, 13 と連結する左右ドライブシャフト 5, 12 を、駆動源（エンジン 1 およびトランスミッション 2）と接続されたディファレンシャルギア 3 にそれぞれ連結した車両において、左右折れ角 θ_L , θ_R を、車両の加速度が大きくなるほど共に小さくなるように設定したため、加速度が大きくなるほど左右ドライブシャフト 5, 12 の 2 次偶力を発生しにくくすることで、2 次偶力の左右差を小さくでき、結果として、トルクステアを抑制できる。

【0029】

(2) 左右折れ角 θ_L , θ_R を、加速度があらかじめ設定された設定加速度のとき、共にほぼゼロとなるように設定したため、所定加速度における左右ドライブシャフト 5, 12 の 2 次偶力をほぼゼロとすることができ、所定加速度におけるトルクステアの発生を防止できる。

【0030】

(3) 左右折れ角 θ_L , θ_R がゼロとなる加速度を、車両の最大加速度（0.5~0.6G）とした。最大加速時には、左右ドライブシャフト 5, 12 の 2 次偶力が最大となるが、このとき、左右折れ角 θ_L , θ_R がゼロならば、2 次偶力も発生しない。よって、フルスロットルで発進した際のトルクステアを防止できる。

【0031】

(4) 駆動源に接続されるディファレンシャルギア 3 を車幅方向中心からオフセットして配置し、左ドライブシャフト 5 を、ディファレンシャルギア 3 とインナジョイント 4 を介して直接連結し、右ドライブシャフト 11 を、ディファレンシャルギア 3 とエクステンションシャフト 9 およびインナジョイント 10 を介して連結したため、左右ドライブシャフト 5, 11 の長さ L_L , L_R 、および折れ角 θ_L , θ_R の初期値をほぼ同一の値に設定でき、トルクステアの発生しにくい構造とすることができる。

【0032】

(5) 駆動源として、クランク軸が車幅方向に延在する横置きエンジン 1 を備え、左右インナジョイント 4, 10 の車両停止時の高さを、アウトジョイント 6, 12 の位置よりも 15mm だけ低い位置に設定したため、最大加速時の折れ角 θ_L , θ_R をほぼゼロとし、トルクステアの発生を防止できる。また、エンジンセンタを下げることにより、左右インナジョイント 4, 10 の位置を低くしているため、他のサスペンション性能およびデザイン性を損なうことがない。

【0033】

(6) 左右インナジョイント 4, 10 の位置に応じてエンジン 1 の下方に位置するサスペンションメンバ 15 の高さを低く設定するとともに、サスペンションメンバ 15 の高さに応じてサスペンションメンバ 15 の上方に位置する車体サイドメンバ 16 の断面積を大きく設定した。よって、サスペンションメンバ 15 の高さを低くしてエンジン 1 やエンジン

の補機類との干渉が回避しつつ、車体の衝突性能の悪化を抑制できる。

【実施例 2】

【0034】

実施例 2 は、左右インナジョイント 4, 10 の位置に応じて、エンジン 1 の補機の位置をエンジン 1 に対し高い位置に設定した例である。

【0035】

図 6 は、実施例 2 のトルクステア抑制構造を示す背面図であり、実施例 2 では、エンジンセンタを 15mm 低下させるのに対し、エンジン 1 に対するエアコンプリー（補機）17 の位置を 15mm 高く設定することで、サスペンションメンバ 18 との干渉を回避している。

【0036】

次に、作用を説明する。

実施例 1 では、エンジンセンタの低下に対し、サスペンションメンバの上面の高さを低くすることで両者の干渉を防止した。この場合、エンジン 1 の下方に位置するサスペンションメンバと車体サイドメンバの形状を変える必要が生じる。

【0037】

実施例 2 では、エンジン 1 に対するエアコンプリー 17 の位置のみを変更することで、従来のサスペンションメンバ 18 および車体サイドメンバの位置や形状を変更することなく、エンジン 1 とサスペンションメンバ 8 との干渉を回避できる。

【0038】

次に、効果を説明する。

実施例 2 のトルクステア抑制構造にあっては、実施例 1 の効果(1)～(5)に加え、下記の効果が得られる。

【0039】

(7) 左右インナジョイント 4, 10 の位置に応じて、エンジン 1 の補機であるエアコンプリー 17 の位置をエンジン 1 に対し 15mm 高い位置に設定したため、サスペンションメンバ 18 および車体サイドメンバの形状を変えることなく、エアコンプリー 17 とサスペンションメンバ 18 との干渉を防止できる。

【0040】

(他の実施例)

以上、本発明を実施するための最良の形態を、実施例 1, 2 に基づいて説明したが、本発明の具体的な構成は、実施例 1, 2 に示した構成に限られるものではなく、発明の要旨を逸脱しない範囲の設計変更等があっても本発明に含まれる。

【0041】

例えば、本発明の車両のトルクステア抑制構造が適用される車両は、エンジンとトランスミッションを駆動源とするエンジン駆動車に限らず、モータとトランスミッションを駆動源とする電気自動車や、エンジンとモータとを駆動源とするハイブリッド車にも適用できる。

【0042】

実施例 1, 2 では、インナジョイントの高さをアウトジョイントの高さよりも 15mm 低く設定した例を示したが、車両の特性（重量、最大加速度、タイヤの摩擦係数等）に応じて 5mm～20mm の範囲内に設定するのが好ましい。また、実施例 1, 2 では、車両の最大加速時（0.5～0.6G）に折れ角がゼロとなる例を示したが、車両が最大加速度に到達する前に折れ角がゼロとなるよう、インナジョイントとアウトジョイントの高さを設定してもよい。この場合、車両が遭遇する頻度が高く、かつ、トルクステアが発生し易い加速度で折れ角がほぼゼロとなるようにするのが好ましい。

【0043】

また、実施例 1, 2 では、加速に応じて駆動源が上方へ移動する車両について説明したが、駆動源が加速に応じて下方へ移動するように車体にマウントされた車両の場合には、インナジョイントの初期位置をアウトジョイントよりも高い位置に設定しておくことで、加速時の駆動軸折れ角を小さくできる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 4 4 】

【図 1】横置きエンジンを搭載した前輪駆動車に適用された実施例 1 のトルクステア抑制構造を示す正面図である。

【図 2】最大加速時の車体折れ角を示す正面図である。

【図 3】エンジンセンタに対するサスペンションメンバおよび車体サイドメンバのレイアウトを示す正面図である。

【図 4】従来のドライブシャフト配置構造を示す正面図である。

【図 5】インナジョイントとアウトジョイントの高さ算出方法を示す正面図である。

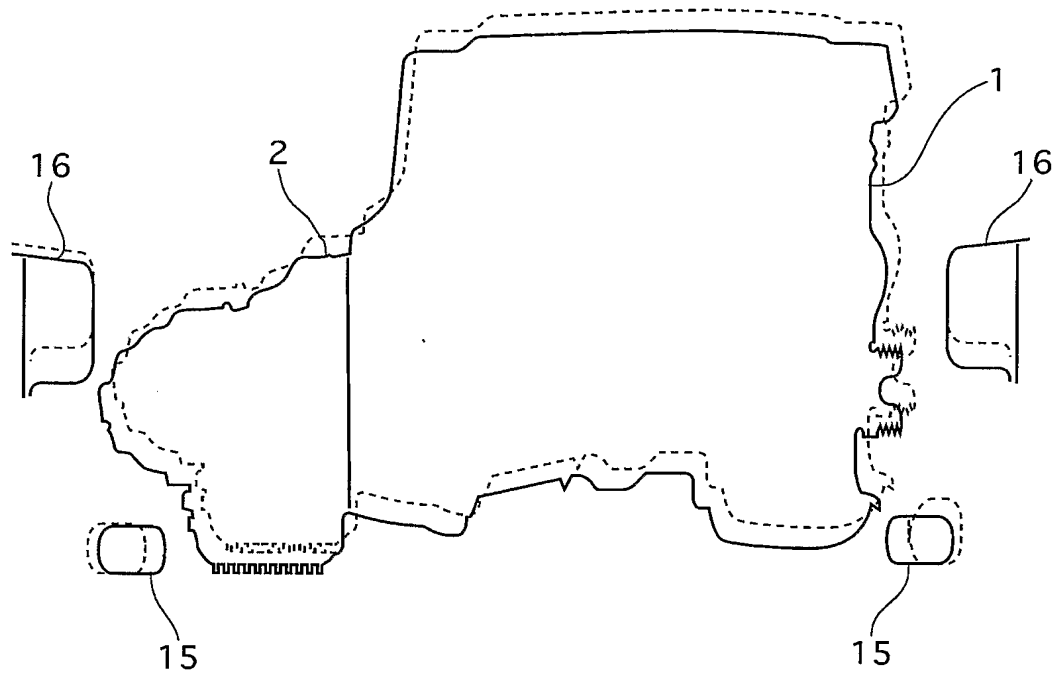
【図 6】実施例 2 のトルクステア抑制構造を示す背面図である。

【符号の説明】

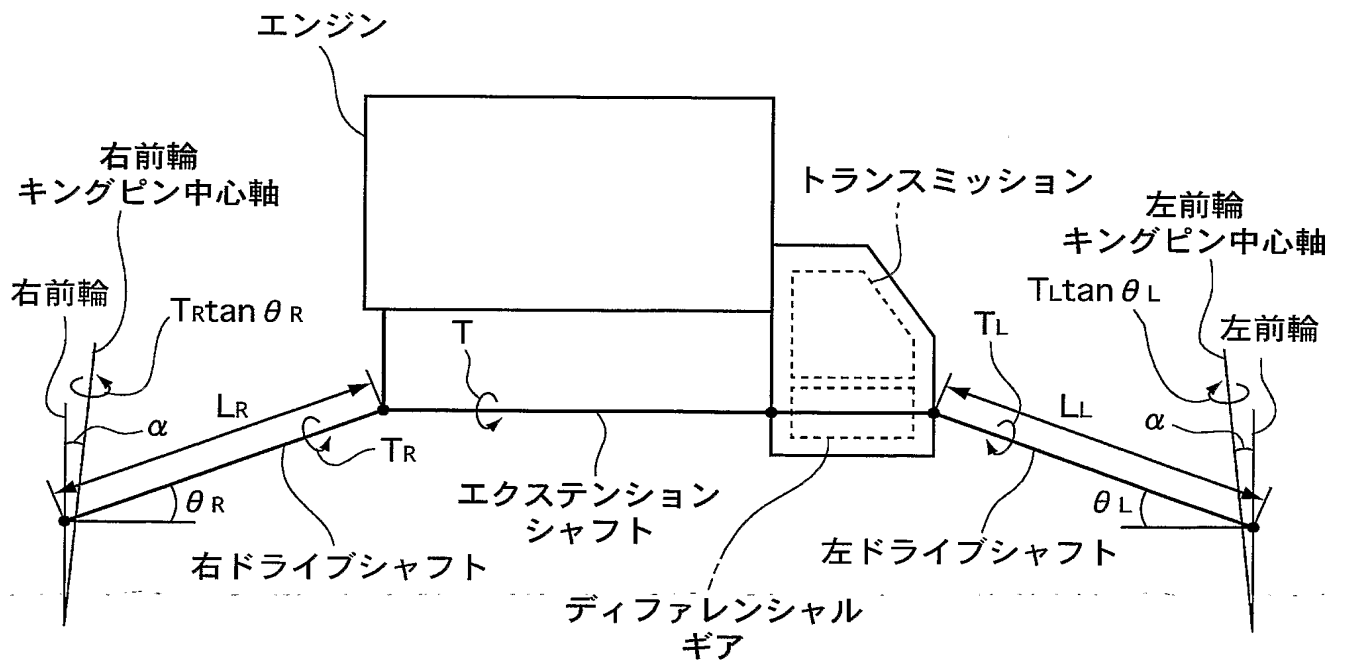
【 0 0 4 5 】

- 1 エンジン
- 2 トランスミッション
- 3 デイファレンシャルギア
- 4 インナジョイント
- 5 左ドライブシャフト
- 6 アウトジョイント
- 7 左前輪
- 8 等速継手
- 9 エクステンションシャフト
- 10 インナジョイント
- 11 右ドライブシャフト
- 12 アウトジョイント
- 13 右前輪
- 14 サポートブラケット
- 15 サスペンションメンバ
- 16 車体サイドメンバ

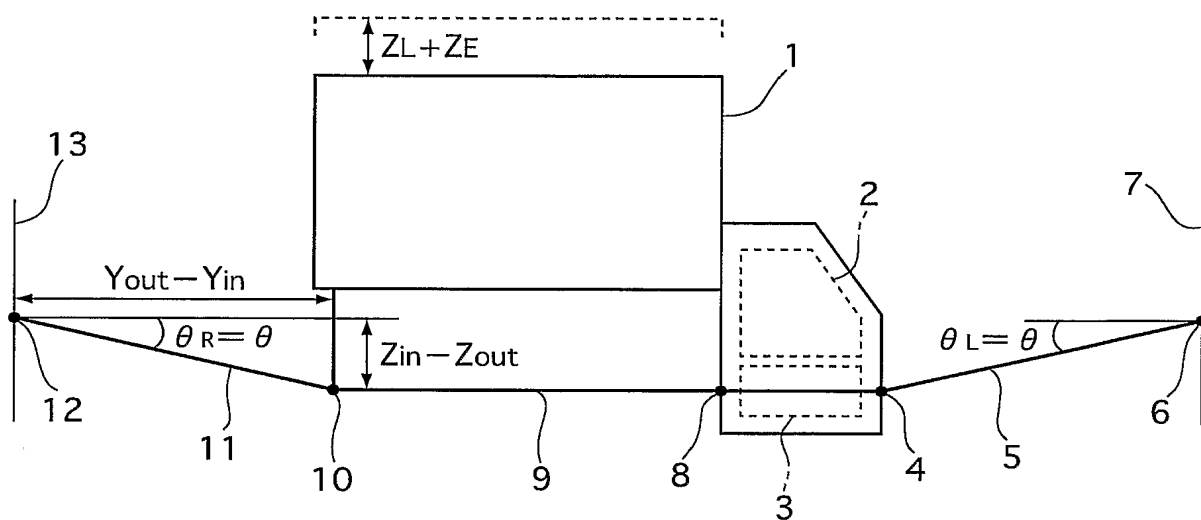
【図 3】



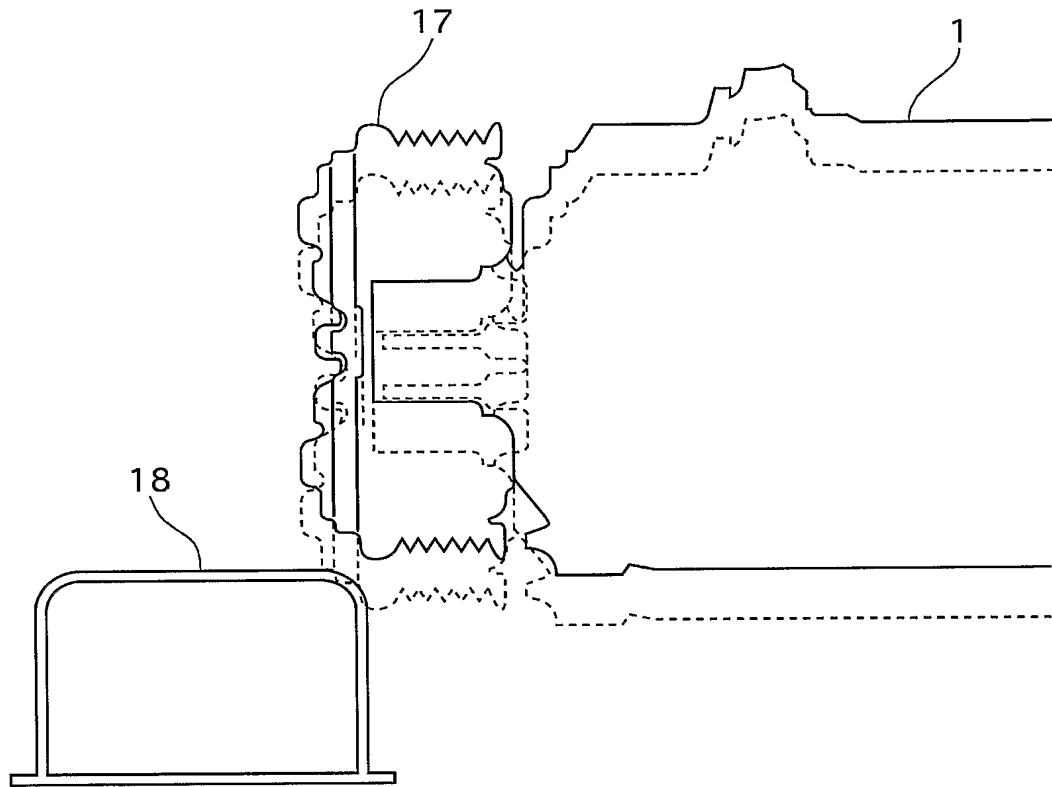
【図 4】



【図 5】



【図 6】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 左右駆動軸の不等長および折れ角差に起因するトルクステアを効果的に抑制できる車両のトルクステア抑制構造を提供する。

【解決手段】 左右前輪 7, 13 と連結する左右ドライブシャフト 5, 12 を、駆動源（エンジン 1 およびトランスミッション 2）と接続されたディファレンシャルギア 3 にそれぞれ連結した車両において、左右インナジョイント 4, 10 の高さを左右アウトジョイント 6, 11 よりも 5~15mm 低い位置に設定し、車両の加速度が大きくなると左右折れ角 θ_L , θ_R が共に小さくなるようにした。

【選択図】 図 1

認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2 0 0 4 - 3 3 5 0 4 3
受付番号	5 0 4 0 1 9 7 4 8 3 0
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0 0 9 2
作成日	平成 1 6 年 1 1 月 1 9 日

< 認定情報・付加情報 >

【提出日】	平成 1 6 年 1 1 月 1 8 日
-------	----------------------

特願 2 0 0 4 - 3 3 5 0 4 3

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 3 9 9 7]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 3 1 日

[変更理由]

新規登録

住 所

神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地

氏 名

日産自動車株式会社